

⑫ 公開特許公報(A)

昭63-201328

⑬ Int.Cl.⁴

F 02 C 9/28

9/54

識別記号

庁内整理番号

C-7910-3G

B-7910-3G

7910-3G

⑭ 公開 昭和63年(1988)8月19日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全11頁)

⑮ 発明の名称 ガスタービンの制御装置

⑯ 特 願 昭62-32345

⑰ 出 願 昭62(1987)2月17日

⑱ 発 明 者 熊 倉 弘 隆 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 大 澤 敬

明 細 書

1. 発明の名称

ガスタービンの制御装置

2. 特許請求の範囲

1 熱交換器とバリエブルノズルを有し、定常運転時のガス発生機回転数の目標値(Ng_{SET})及び検出値(Ng)とパワータービン回転数(N_{PT})とガス発生機のコンプレッサタービン入口ガス温度(T_c)とから燃料流量指示値(G_f)とバリエブルノズル開度指示値($\Delta \theta_{VB}$)を算出して燃料流量及びバリエブルノズル角度を制御するコントローラを備えた2軸ガスタービンにおいて、

前記ガス発生機のコンプレッサ入口温度(T_c)及び入口圧力(P_c)をそれぞれ検出する手段と、前記熱交換器の空気側出口温度(T_a)を検出する手段と、前記バリエブルノズル角度(θ_{VB})を検出する手段と、前記熱交換器からの流れ状態を検出する手段と、

前記ガス発生機回転数の検出値(Ng)と前記各手段によつて検出されるコンプレッサ入口温度

(T_c)及び圧力(P_c)、熱交換器の空気側出口温度(T_a)、バリエブルノズル角度(θ_{VB})及び熱交換器からの流れ状態とから、サージングに入らずしかも前記コンプレッサタービン入口温度が耐熱限界温度を越えない限界燃料流量値(G_{limit})を算出する演算装置と、

前記コントローラによつて算出された燃料流量指示値(G_f)と前記演算装置によつて算出された限界燃料流量値(G_{limit})とを比較して小さい方を出力する手段とを設け、

該手段の出力によつて燃料流量を制御するようにしたことを特徴とするガスタービンの制御装置。

2 限界燃料流量値を算出する演算装置が、ガス発生機回転数の検出値(Ng)とバリエブルノズル角度(θ_{VB})からサージングに入らないコンプレッサタービン入口温度(T_{limit})をテーブルもしくは近似式より求める演算手段と、

該手段によつて算出された温度を熱交換器からの流れ状態によつて補正する補正手段と、

該手段によつて補正された温度とコンプレッサ

タービンの耐熱限界温度とを比較して小さい方を出力する比較出力手段と、

該手段によつて出力された温度とガス発生機軸回転数の実際値(N_{gg})とバリエブルノズル角度($\theta_{v\parallel}$)と熱交換器の空気側出口温度(T_{\parallel})とから限界燃料流量値($G_{f\parallel \lim}$)を算出する手段とからなることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のガスタービンの制御装置。

3 補正手段が、熱交換器から流れ出る空気量とコンプレッサ通過空気量との比の2次式以上の多項式から算出される値を乗ずることにより補正を行なう手段であることを特徴とする特許請求の範囲第2項記載のガスタービンの制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、熱交換器とバリエブルノズル(可変案内翼)を有する2軸ガスタービンの制御装置に関する。

(従来の技術)

従来、この種のガスタービンを急加速時のサー

ジングを回避し、タービン前温度のオーバーヒートを防止して円滑な運転を行うための制御装置として、例えば第8図に示すようなものがある(実公昭61-20265号公報参照)。

これを簡単に説明すると、1はガス発生機のコンプレッサ、2はコンプレッサ1とガス発生機軸3によつて連結されたコンプレッサタービン、4はパワータービン、5は再熱用の熱交換器、6は燃焼器、7は燃料調整弁、8は燃料調整弁駆動装置、9は燃料ポンプ、10はバリエブルノズル、11はバリエブルノズル駆動機構、12はパワータービン4によつて駆動される発電機等の負荷である。

さらに、13はアクセルペダル、14はガス発生機軸3の目標回転数設定器、15はガス発生機軸回転数検出器、16はパワータービン回転数検出器、17はコンプレッサタービン入口ガス温度検出器、18はコントローラ、19はガス発生機軸の回転数に応じてコンプレッサタービン2の入口ガス温度の目標値を設定する目標温度設定部、

20は制御信号演算部、21、22はコンバータ、ATは大気、EXは排気である。

ここで、第8図乃至第9図において用いた記号の意味を以下に記す。

$N_{gg\text{SET}}$: 定常運転時のガス発生機軸(コンプレッサタービン軸)回転数の目標値

N_{gg} : ガス発生機軸回転数の検出値

N_{pt} : パワータービン回転数の検出値

T_{\parallel} : コンプレッサタービン入口ガス温度

$T_{\parallel \text{REF}}$: 定常運転時のコンプレッサタービン入口ガス温度の目標値

G_f : 燃料流量指示値

$G_{f\text{REF}}$: 定常運転時の燃料流量計画線

$G_{f\text{max}}$: 急加速時のオーバーヒート、サージング防止のための燃料流量

$G_{f\text{min}}$: 急減速時の吹き消え防止のための燃料流量

$\Delta \theta_{v\parallel}$: バリエブルノズル開度指示値(設計点開度からの変化分)

第8図に示したガスタービンの制御装置におけ

るコントローラ18は、定常運転時においてアクセルペダル13と目標回転数設定器14によつて設定されるガス発生機軸回転数の目標値 $N_{gg\text{SET}}$ と、回転数検出器15によつて検出されるガス発生機軸回転数の検出値(以下単に「ガス発生機軸回転数」という) N_{gg} と、回転数検出器16によつて検出されるパワータービン回転数 N_{pt} と、温度検出器17によつて検出されるコンプレッサタービン入口ガス温度 T_{\parallel} とから、制御信号演算部20が燃料流量指示値 G_f とバリエブルノズル開度指示値 $\Delta \theta_{v\parallel}$ とを算出して出力する。

この制御信号演算部20の出力を、コンバータ21、22によつてそれぞれ燃料調整弁駆動装置8及びバリエブルノズル駆動機構11の操作信号に変換して、燃焼器6へ供給する燃料流量及びバリエブルノズル10の角度を制御する。

そして、急加速時のオーバーヒート及びサージングの防止と、急減速時の吹き消え防止のための空燃比維持を目的として、燃料流量 G_f は第8図に示すように $G_{f\text{max}}$ 線(燃料流量の上限線)と $G_{f\text{min}}$

線(燃料流量の下限線)の間の範囲内に制限される。

また、ガス発生機軸回転数 N_{gg} とパワータービン回転数 N_{tr} の過回転防止のため、コンプレッサタービン入口ガス温度が、第7図に示すようにガス発生機軸回転数 N_{gg} によつて定まるコンプレッサタービン入口ガス温度目標値 T_{ref} の温度計路線に沿って制御される。

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、このような従来のガスタービンの制御装置にあつては、エンジン出荷時に定めた $N_{gg}-G_{fmax}$ の関係からだけでサージングを回避するようにしていたため、次のような問題点があった。

- ① バリアブルノズル角度 θ_{vfl} が変化した際に、それを考慮した制御ができなため、ガスタービンの運転点がサージング線を超えて運転不能領域に入る条件変化を考慮して、過度に安全側の設定にならざるを得ない。
- ② 熱交換器の動特性を考慮した制御ができなため、その分過度に安全側に設定しなければなら

ない。

- ③ 回転蓄熱式熱交換器を使用した場合の洩れ状態の変化を考慮した制御ができなため、やはり過度に安全側になったり、圧縮空気が多く洩れた場合には過度にガス温度が上昇して危険になったりする。

これらの問題点について、以下さらに詳細に説明する。

第6図の2軸ガスタービンは、コントローラ18によつて、第7図に示したガス発生機軸3の回転数 N_{gg} とコンプレッサタービン2の入口ガス温度目標値 T_{ref} との関係を守るように制御されるが、制御信号演算部20は同時にガス発生機軸回転数についても目標値 N_{ggset} に沿った制御をしなければならないため、急加速時には第7図の関係はほとんど保たれなくなる。

この急加速時におけるガスタービンの運転点の動きをコンプレッサマップ上で見たのが第9図であり、コンプレッサタービン入口ガス温度の検出値 T_1 の変化で見たのが第10図である。

なお、第9図における記号の意味は次のとおりである。

- π_c : コンプレッサ圧力比
- P_1 : コンプレッサ入口圧力
- P_2 : コンプレッサ出口圧力
- G_{c0} : コンプレッサ修正空気流量
- G_c : コンプレッサ空気流量
- T_1 : コンプレッサ入口温度
- P_{00} : 標準圧力
- T_{00} : 標準温度

これらの図からわかるように、運転点はサージ領域に近づき、時にはサージ領域に入る。また、コンプレッサタービン入口ガス温度 T_1 はオーバシュートして、時にはコンプレッサタービン2の耐熱限界温度を越えてしまう恐れがある。

これを防ぐために、第8図に示したように燃料流量に上限(G_{fmax})を設けていた。

しかし、このようにしても、ある運転状態では安全側過ぎるが、ある運転状態ではサージに入る危険があるといった概略の制御しかできない。

すなわち、バリアブルノズル角度について何も考慮していなかったが、実際にはバリアブルノズル10の角度が変化するとサージに入る際の燃料流量が変化する。

第11図はこの関係を、ガス発生機軸修正回転数 $N_{gg0}(=\sqrt{T_{00}/T_1} \cdot N_{gg})$ とサージに入る修正燃料流量 $G_{f0}(=P_{00}/P_1 \cdot \sqrt{T_{00}/T_1} \cdot G_f)$ とバリアブルノズル角度 θ_{vfl} の関係で示したものである。

この図から明らかなように、バリアブルノズルを閉じる(θ_{vfl} を小さくする)と開いた状態の時よりサージに入る修正燃料流量 G_{f0} が減少し、その減少分は多いところでは10%近くにもなる

そのため、バリアブルノズルを開いた状態での修正燃料流量 G_{f0} を限界燃料流量 G_{flimit} として設定すると、バリアブルノズルを閉じた時にサージ領域に入ってしまう。

そこで、限界燃料流量 G_{flimit} はバリアブルノズルを閉じた状態での修正燃料流量 G_{f0} で設定しなければならなため、バリアブルノズルを開い

た状態での運転時には安全側すぎる運転となつて、ガスタービンの性能を十分に出しきることができないという問題点があつた。

次に問題となるのが、熱交換器の動特性である。第8図のガスタービンは、コンプレッサ2から出た高圧空気を熱交換器5と燃焼器6を通して加熱するが、その温度上昇は燃料によるものよりも熱交換器によるものの方が大きいという場合も多々ある。この熱交換器の熱容量の影響による燃焼器入口温度の応答遅れが問題である。

例えば、高いコンプレッサタービン入口温度でガスタービンを運転中に急減速し、そこから急加速をしたような場合には、熱交換器の温度が下がりきつていない点からの加速となり、定常運転点からの加速に比べて少ない燃料量でサージに入ってしまう。

さらに、熱交換器からの洩れの変化も問題であり、洩れが増加した場合にはサージに入る燃料量は増加するが、洩れが減少した場合にはサージに入る燃料量が減少する。

の空気側出口温度 T_5 を検出する手段と、バリエブルノズル角度 θ_{V1} を検出する手段と、熱交換器からの洩れ状態を検出する手段と、ガス発生機回転数の検出値 N_{GT} と上記各手段によつて検出されるコンプレッサ入口温度 T_1 、及び圧力 P_1 、熱交換器の空気側出口温度 T_5 、バリエブルノズル角度 θ_{V1} 及び熱交換器からの洩れ状態とから、サージングに入らずしかもコンプレッサタービン入口温度が耐熱限界温度を越えない限界燃料流量値 G_{limit} を算出する演算装置と、

上記コントローラによつて算出された燃料流量指示値 G_f と上記演算装置によつて算出された限界燃料流量値 G_{limit} とを比較して小さい方を出力する手段とを設け、

該手段の出力によつて燃料流量を制御するようにしたものである。

〔作用〕

このように構成したガスタービンの制御装置によれば、バリエブルノズル角度 θ_{V1} の変化を考慮すると共に、コンプレッサ入口温度 T_1 と入口圧

そして、回転蓄熱式熱交換器のコアとシールがなじんで当たりが出てくると洩れが減少するため、ガスタービンの運転途中に洩れが減少することも考えられ、その場合、当初設定していた値よりも少ない燃料量でサージに入ってしまう可能性がある。

この発明は、このような従来の問題点を解決することを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

この発明によるガスタービンの制御装置は、上記の問題点を解決するため、熱交換器とバリエブルノズルを有し、定常運転時のガス発生機回転数の目標値 N_{GSET} 及び検出値 N_{GT} とパワータービン回転数 N_{PT} とガス発生機のコンプレッサタービン入口ガス温度 T_1 とから燃料流量指示値 G_f とバリエブルノズル開度指示値 $\Delta \theta_{V1}$ を算出して燃料流量及びバリエブルノズル角度を制御するコントローラを備えた2軸ガスタービンにおいて、

ガス発生機のコンプレッサ入口温度 T_1 、及び入口圧力 P_1 をそれぞれ検出する手段と、熱交換器

力 P_5 、及び熱交換器の空気側出口温度 T_5 により熱交換器の動特性を、さらに熱交換器からの洩れ状態をも考慮して、演算装置がサージングに入らずしかもコンプレッサタービン入口温度が耐熱限界を越えない限界燃料流量値 G_{limit} を算出し、コントローラが従来と同様に算出する燃料流量指示値 G_f がこれを越える場合には、燃料流量を制御する出力をこの限界燃料流量値 G_{limit} に制限するので、燃料流量を安全側に設定しすぎる必要がなく、定常運転状態ではガスタービンの性能を十分に出しきることができ、しかも急加速時にもサージングを起したりコンプレッサタービン入口温度が耐熱限界温度を越えるようなことはない。

〔実施例〕

以下、この発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図はこの発明の一実施例を示す第6図と同様な2軸ガスタービンとその制御装置の構成図である。なお、第6図と同じ部分には同一符号を付してあり、それらの説明は省略する。

この実施例において新たに設けたのは、熱交換器5の空気側出口温度 T_2 を検出する熱交換器空気側出口温度検出器30と、バリエブルノズル10の角度 θ_{VB} を検出するバリエブルノズル角度検出器31と、コンプレッサ1の入口圧力 P_1 と入口温度 T_1 をそれぞれ検出するコンプレッサ入口圧力検出器32及びコンプレッサ入口温度検出器33と、熱交換器5の洩れ状態として洩れ率 α' （熱交換器5から洩れ出る空気量とコンプレッサ1の通過空気量との比）を算出する洩れ率演算装置34と、限界燃料流量値 G_{flimit} を算出する限界燃料流量演算装置35と、コントローラ18から出力される燃料流量指示値 G_f と上記限界燃料流量値 G_{flimit} とを比較して小さい方を出力する比較出力装置36である。

そして、この比較出力装置36の出力信号をコンバータ21によつて燃料調整弁駆動装置8の操作信号に変換して、燃料ポンプ9から燃料調整弁7を介して燃焼器8に供給する燃料流量を制御する。

N_{gc} , θ_{VB} , T_2 の検出値をそれぞれ読込む。

そして、ガス発生機軸修正回転数 N_{gc}^* を、 $N_{gc}^* = \sqrt{T_{00}/T_1} \cdot N_{gc}$ の演算によつて算出する。

次に、このガス発生機軸修正回転数 N_{gc}^* とバリエブルノズル角度 θ_{VB} から、メモリに記憶している3次元マップを用いて τ_{STD} を求める。

$\tau_{STD} = T_1 \cdot STD / T_{00}$ であり、 $T_1 \cdot STD$ はある洩れ率 α の時のコンプレッサタービン入口ガス温度 T_1 である。

さらに、 $\tau = T_1 / T_2$ を算出し、それから $\Delta \tau = \tau - \tau_{STD}$ を算出する。

そして、 $\alpha' = f(\Delta \tau, N_{gc}^*, \theta_{VB})$ の関数を演算して洩れ率 α' を求め、それを n 回分記憶した値を平均して α' を算出する。

限界燃料流量演算装置35もマイクロコンピュータ等によつて構成され（洩れ率演算装置34と同一のマイクロコンピュータを用いることができる）、コンプレッサ入口圧力 P_1 と入口温度 T_1 、ガス発生機軸回転数 N_{gc} 、バリエブルノズル角度

洩れ率演算装置34はマイクロコンピュータ等によつて構成され、圧力検出器32と温度検出器33によつて検出されるコンプレッサ入口圧力 P_1 と入口温度 T_1 、ガス発生機軸回転数検出器15によつて検出されるガス発生機軸回転数 N_{gc} 、バリエブルノズル角度検出器31によつて検出されるバリエブルノズル角度 θ_{VB} 、及びコンプレッサタービン入口ガス温度検出器17によつて検出されるコンプレッサタービン入口ガス温度 T_2 とから、第2図に示す洩れ率算出ルーチンの処理によつて洩れ率 α' を算出する。

この洩れ率算出ルーチンでは、先ずガスタービンの運転状態が定常状態か否かを判断する。

これは、例えば第3図(イ)に示すようにコンプレッサタービン入口ガス温度 T_1 の検出値が変化したとすると、その変化率 T_1 が同図(ロ)に示すようにある範囲以内の状態がある時間続けば、定常状態と判断する。

そして、定常状態でなければメインルーチンへリターンし、定常状態であれば次に P_1 , T_1 ,

θ_{VB} , 熱交換器の空気側出口温度 T_2 、及び洩れ率演算装置34で算出された洩れ率 α' とから、第5図に示す G_{flimit} 算出ルーチンの処理によつてサージングに入らずしかもコンプレッサタービン入口温度が耐熱限界温度を越えない限界燃料流量値 G_{flimit} を算出する。

この限界燃料流量演算装置35の機能を、第4図に機能ブロック図で示す。

これを第5図のフローチャートによる処理順序に従つて説明すると、先ず T_1 , P_1 , N_{gc} , θ_{VB} , T_2 の検出値をそれぞれ読込み、修正演算手段40によつて N_{gc} と T_1 を用いて

$$N_{gc}^* = \sqrt{T_{00}/T_1} \cdot N_{gc}$$

の演算を行なつて、ガス発生機軸修正回転数 N_{gc}^* を算出する。

次に、この N_{gc}^* とバリエブルノズル角度 θ_{VB} から、演算手段41によつて τ_{limit} を算出する。この τ_{limit} は、サージに入るコンプレッサタービン入口ガス温度 T_1 を $T_1 \cdot limit$ とすると $\tau_{limit} = T_1 \cdot limit / T_{00}$ (T_{00} : 標準温度)で

あり、 θ_{vg} と N_{gg} の関数として不揮発性メモリにテーブル(マップ)を持っている。

演算手段41は、その時の θ_{vg} と N_{gg} によりそのテーブルから r_{limit} を読出す。あるいは、このテーブルに代えて近似式によつて算出するようにしてもよい。

この r_{limit} を補正手段42によつて洩れ率の変化によつて補正する。すなわち、2次式 $(1-\alpha)^2/(1-\alpha')^2$ によつて算出される値を r_{limit} に乗ずることによつて補正する。

ここで、 α はガスタービン出荷時の洩れ率であり、 α' は前述した洩れ率演算装置34によつて算出された現在の洩れ率である。なお、この補正は α 及び α' の2次式以上の多項式によつて算出される値に乗ずることによつて行なうことができる。

一方、コンプレッサタービン入口の耐熱温度セット値 $T_{tailset}$ とコンプレッサ入口温度 T_c から、耐熱温度算出手段43によつて $r_{tail} = T_{tailset}/T_c$ の演算を行なつて耐熱

温度 r_{tail} を算出する。

この耐熱温度 r_{tail} と補正手段42を経て補正された $r_{limit}(1-\alpha)^2/(1-\alpha')^2$ とを、比較出力手段44によつて比較していずれか小さい方を r として出力し、乗算器45によつてコンプレッサ入口温度 T_c を乗じて T_{limit} とする。

他方、熱交換器の空気側出口温度 T_e をセンサ遅れ補償手段46によつて $(as+b)/(cs+d)$ を乗じて補償する。

そして、減算器47により、 T_{limit} から補償後の T_e を引いて、熱燃器5での温度上昇分 $\Delta T_{..}$ を算出する。

次に、平均化手段48によつて T_{limit} と補償後の T_e の平均値 $T_m = (T_{limit} + T_e)/2$ を算出し、その T_m により a 値算出手段49がメモリに記憶しているテーブルから a の値を求める。

この a は、理想的には燃焼器での温度上昇に関する式

$$C_p a (T_c - T_e) (1 - \alpha) G_c = \eta_{cc} H_L G_f$$

($C_p a$: 平均定圧比熱, η_{cc} : 燃焼効率,

H_L : 低位発熱量)

のうちの $C_p a / \eta_{cc} H_L$ の部分を示す。実際には放熱などの影響があるため、これを考慮した値とする。

一方、ガス発生機補正回転数 N_{gg} から空気流量算出手段50がサージライン上のコンプレッサ修正空気流量 G_{co} をメモリに記憶しているテーブルから求め、それを空気流量補正手段51においてコンプレッサ入口温度 T_c と入口圧力 P_c によつて補正して、コンプレッサ空気流量

$$G_c = P_c / P_{co} \sqrt{T_{co}/T_c} \cdot G_{co}$$

を算出し、それに、有効空気流量算出手段52により $(1-\alpha')$ を乗じて洩れ率 α' による補正を行ない、実際に燃焼器5を通る空気流量 $G_c(1-\alpha')$ を得る。

そして、 $\Delta T_{..}$ に、乗算器53で a を乗じ、乗算器54で $G_c(1-\alpha')$ を乗じて、

$$G_{flimit} = a \Delta T_{..} (1 - \alpha') G_c$$

を算出する。この G_{flimit} が、ある回転数 N_{gg} あるバリエブルノズル角度 θ_{vg} におけるサージに

入らずコンプレッサタービン入口温度が耐熱温度を越えない限界の燃料流量となる。

比較出力装置38は、この限界燃料流量 G_{flimit} とコントローラ18から出力される燃料流量指示値 G_f とを比較して、小さい方を G_f として出力する。

この G_f によつて燃料流量を制御することにより、従来は直接は制御できていなかったサージの限界や耐熱温度の限界が直接燃料流量という形で制御可能になるため、従来よりもサージマージンを十分利用した制御ができる。

(発明の効果)

以上説明してきたように、この発明によるガスタービンの制御装置は、ガス発生機のコンプレッサ入口温度 T_c 及び入口圧力 P_c 、熱交換器の空気側出口温度 T_e 、バリエブルノズル角度 θ_{vg} 、及び熱交換器からの洩れ状態 α' をそれぞれ検出する手段と、その各手段によつて検出される T_c 、 P_c 、 T_e 、 θ_{vg} 、 α' 及びガス発生機補正回転数 N_{gg} から、サージングに入らずしかもコンプレッ

サタービン入口温度が耐熱限界温度を越えない限界燃料流量値 G_{flimit} を算出する演算装置と、コントローラによつて従来と同様に算出された燃料流量指示値 G_f とこの限界燃料流量 G_{flimit} とを比較して小さい方を出力する手段とを設け、この出力によつて燃料流量を制御するようにしたので、バリエブルノズル角度と熱交換器の動特性及び流れ状態に対する考慮ができるため、定常運転時にはガスタービンの性能を十分に発揮できる運転点に制御でき、しかも急加速時にもサージングを起さず、タービン入口温度が限界温度を越えるようなことがなく、サージマージンを十分に利用した加速ができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図はこの発明の一実施例を示す2軸ガスタービンとその制御装置の構成図。

第2図は第1図の流れ率演算装置34による流れ率算出時の処理ルーチンを示すフロー図。

第3図(イ)(ロ)は定常状態か否かを判断するためのコンプレッサタービン入口ガス温度 T 、

とその変化率の変動をそれぞれ示す線図、
第4図は第1図の限界燃料流量演算装置35の構成を示す機能ブロック図、

第5図は同じくその限界燃料流量算出時の処理ルーチンを示すフロー図、

第6図は従来の2軸ガスタービンとその制御装置の例を示す構成図、

第7図乃至第11図はその動作及び問題点の説明に供する線図である。

- | | |
|------------------|------------------------|
| 1…コンプレッサ | 2…コンプレッサタービン |
| 3…ガス発生機軸 | 4…パワータービン |
| 5…熱交換器 | 6…燃焼器 |
| 7…燃料調整弁 | 8…燃料調整弁駆動装置 |
| 9…バリエブルノズル | 10…バリエブルノズル駆動機構 |
| 11…アクセルペダル | 12…目標回転数設定器 |
| 13…ガス発生機軸回転数検出器 | 14…コンプレッサタービン入口ガス温度検出器 |
| 15…パワータービン回転数検出器 | 16…コンプレッサタービン入口ガス温度検出器 |
| 17…コントローラ | 18…目標温度設定部 |
| 19…制御信号演算部 | 20, 21, 22…コンバータ |

30…熱交換器空気側出口温度検出器

31…バリエブルノズル角度検出器

32…コンプレッサ入口温度検出器

33…コンプレッサ入口圧力検出器

34…流れ率演算装置

35…限界燃料流量演算装置

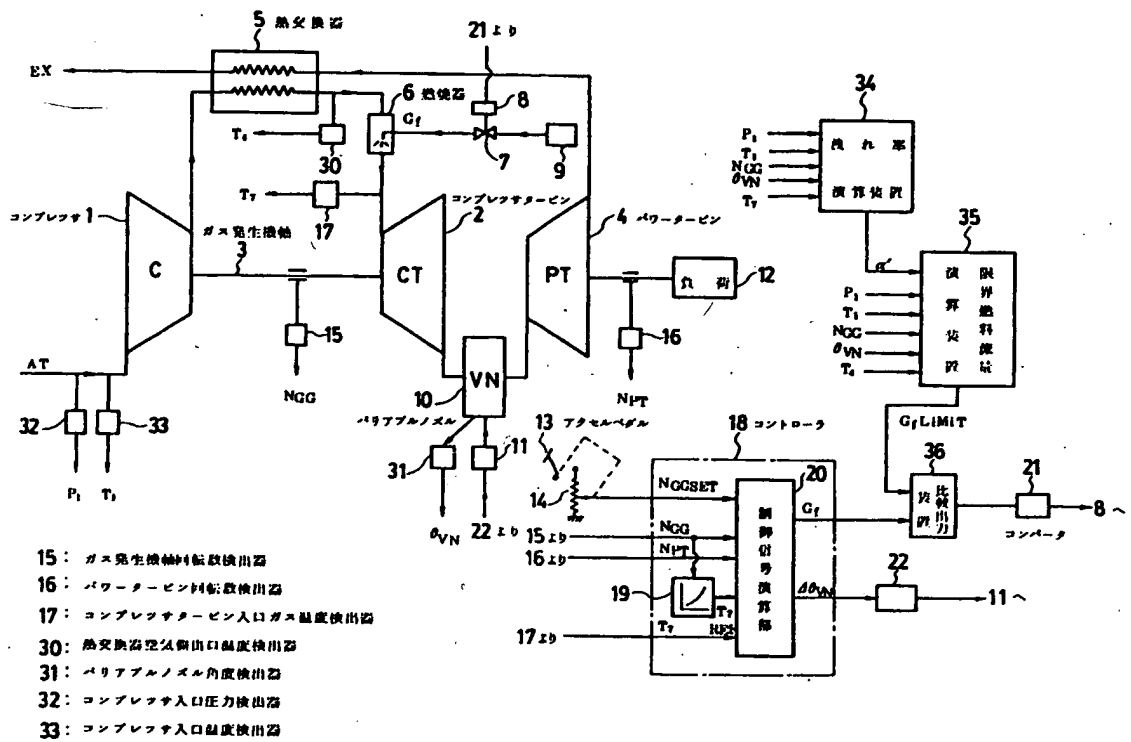
36…比較出力装置

出願人 日産自動車株式会社

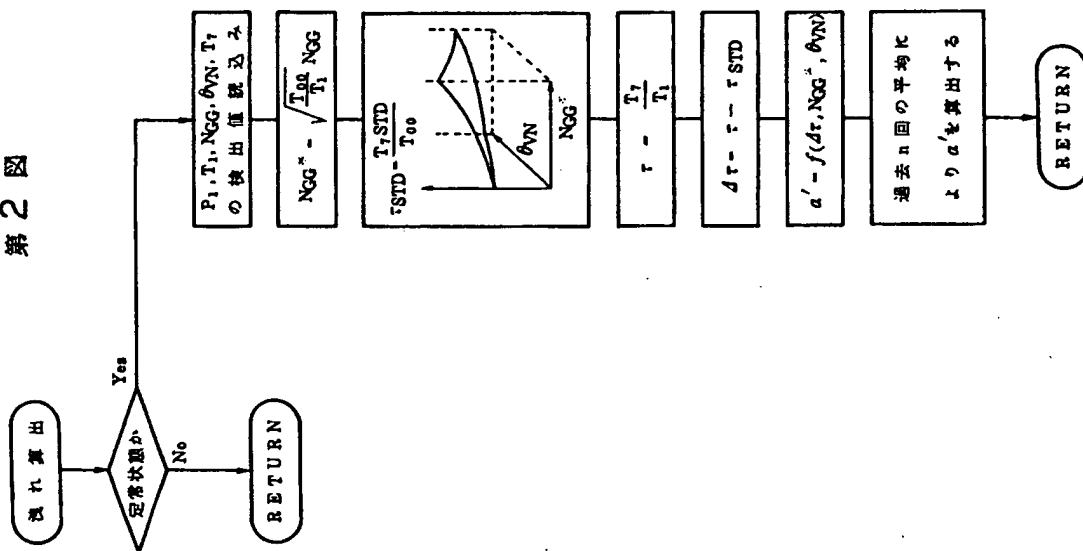
代理人 弁理士 大澤 敬



第1図

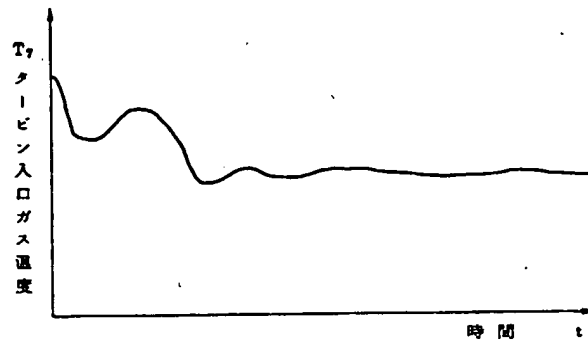


第2図

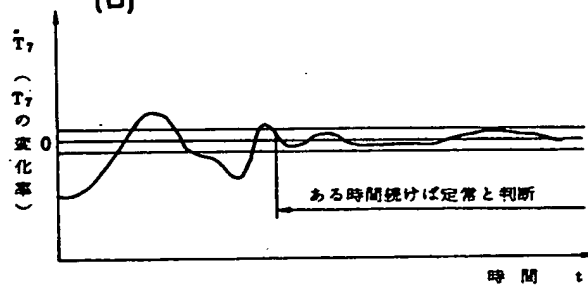


第 3 図

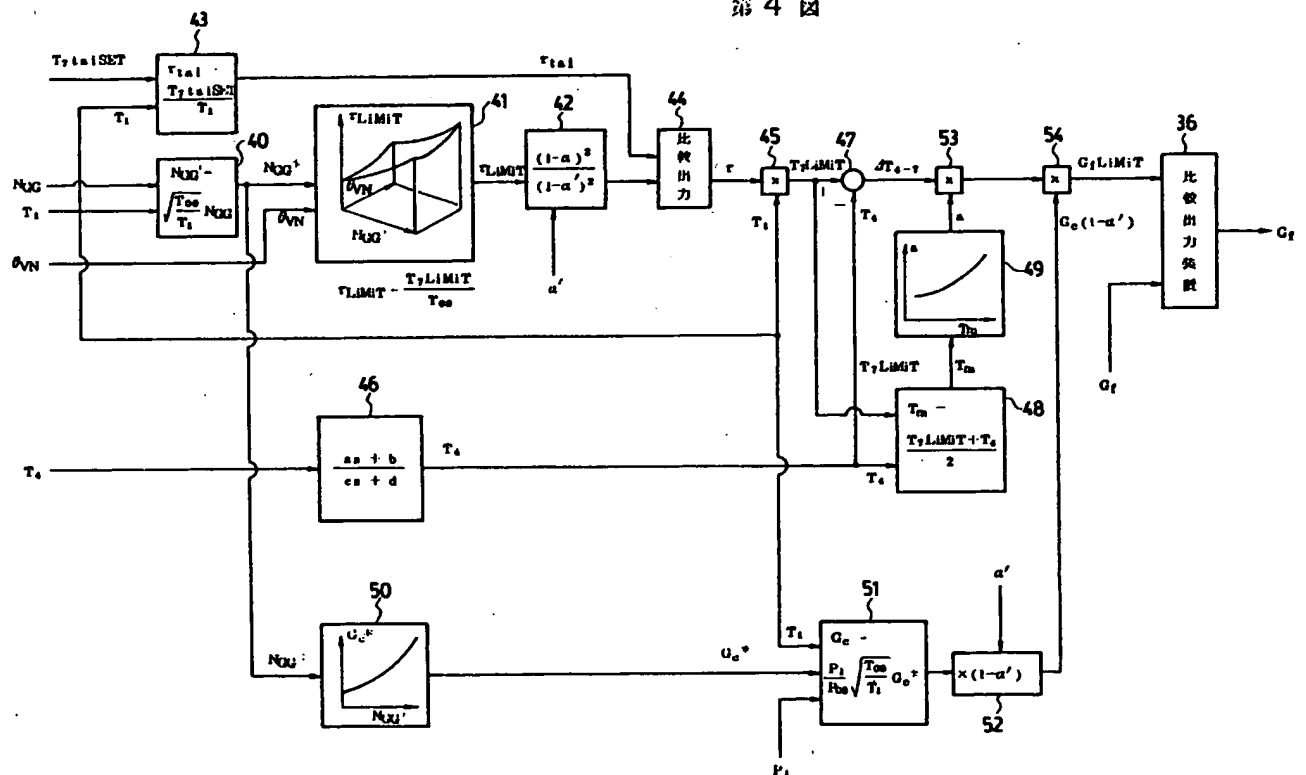
(1)



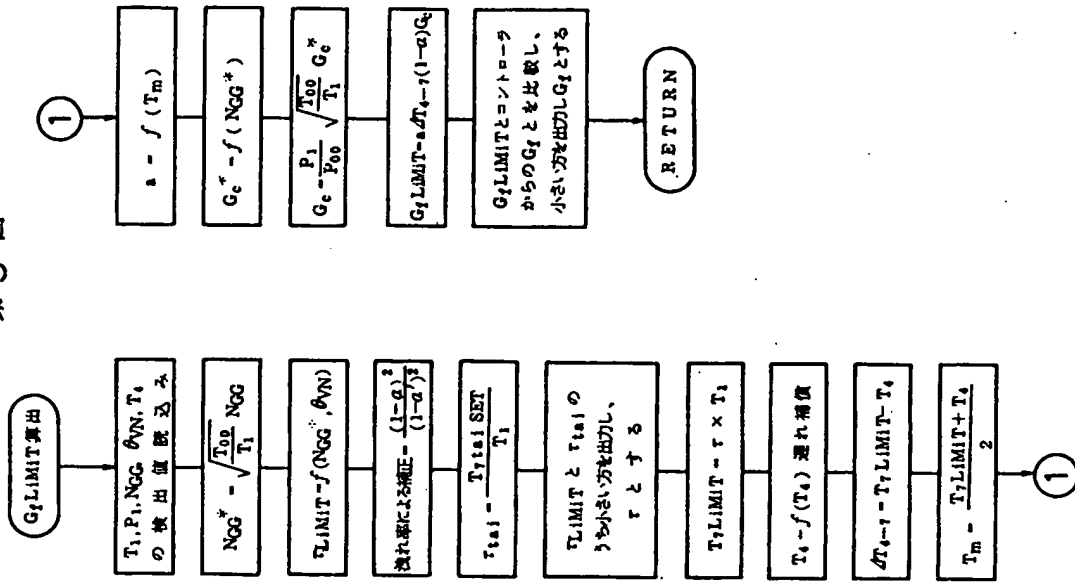
(5)



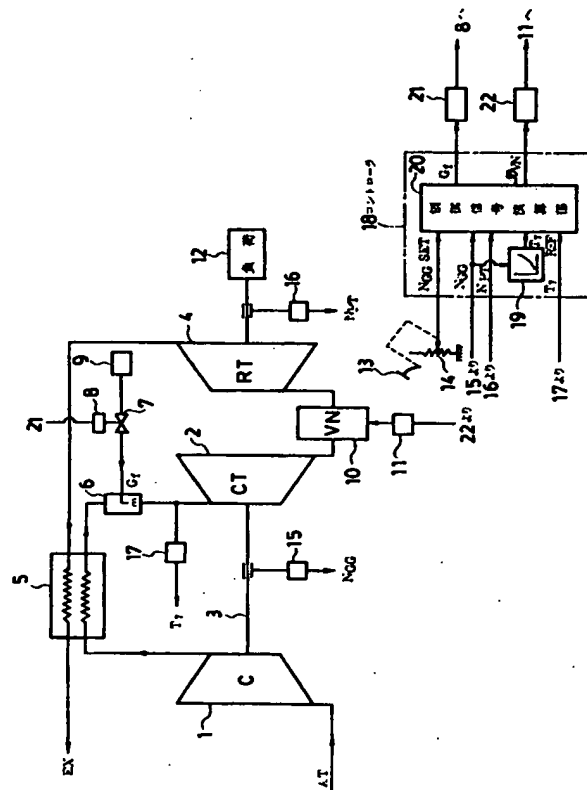
第 4 図



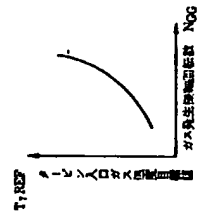
第5図



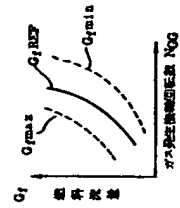
第6図



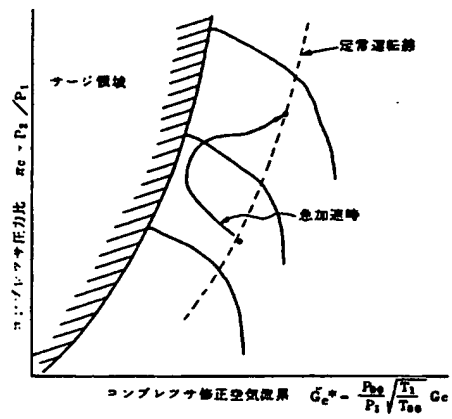
第7図



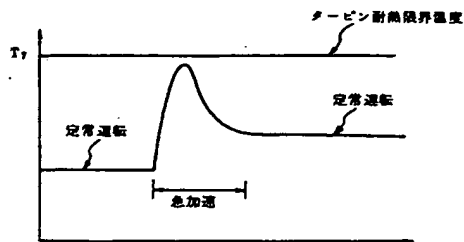
第8図



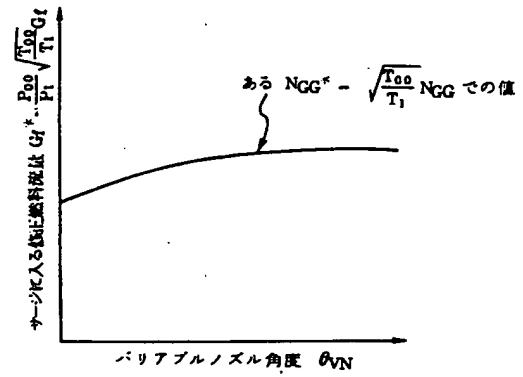
第9図



第10図



第11図



PAT-NO: JP363201328A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 63201328 A

TITLE: GAS TURBINE CONTROL DEVICE

PUBN-DATE: August 19, 1988

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KUMAKURA, HIROTAKA

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NISSAN MOTOR CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP62032345

APPL-DATE: February 17, 1987

INT-CL (IPC): F02C009/28, F02C009/54

US-CL-CURRENT: **60/39.281**

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve the performance of a gas turbine at the time of a steady operation and prevent surging at the time of sudden acceleration by providing a means of comparing the indicated value of a fuel flow rate with a limit fuel flow rate value and outputting the smaller one of the two, and the like.

CONSTITUTION: In a two-shaft gas turbine having a heat exchanger 5 and a variable nozzle 10, an air side outlet temp. detector 30 is provided for the heat exchanger 5, an angle **detector 31 is provided for the variable nozzle 10,** **and inlet pressure** and inlet temp. detectors 32, 33 are provided for a

compressor 1. And, a device 34 operates the leak-rate while a device 35 operates the limit fuel flow rate value, for the heat exchanger 5. Also, a device 36 compares the indicated value of a fuel flow rate which is outputted from a controller 18 with the indicated value of the limit fuel flow rate and outputs the smaller one of the two. And, a driving device 8 is operated via a converter 21 based on the output of the device 36, to control a fuel regulating valve 7.

COPYRIGHT: (C)1988,JPO&Japio